

## 強制対流による氷柱の融解

野澤 勝 廣

長崎大学教育学部工業技術教室  
(昭和54年10月31日受理)

## Fusion of Cylindrical Ice in the Forced Convection

Katsuhiro NOZAWA

Department of Technology, Faculty of Education,

Nagasaki University, Nagasaki 852

(Received Oct. 31, 1979)

### Abstract

This paper is concerned with an experimental observation of horizontal cylindrical ice before the nozzle from which moist air is jetted in forced convection.

It is found that there are some results obtained in the range of Reynolds number  $Re$  from 3,000 to 120,000. The relationships between Nusselts number  $Nu$  and Reynolds number  $Re$  are discribed by the next experimental equations,

$$\text{local maximum} \quad Nu_o = 2.9Re^{0.48}$$

$$\text{mean} \quad Nu_m = 0.73Re^{0.58}$$

### 緒 言

氷が融解する現象は、工業的に多く見掛けられる。例えば、冷凍機等の冷媒配管の除霜、融雪氷機、冷凍食品の解凍、原子炉の急速停止時の蒸気の水凝縮装置、発電所の凝縮器の低熱源確保、氷冷却操作などがある。これらに関する研究例として、湿り空気による垂直氷面の自然対流融解伝熱において、伝熱速度に大きな影響をおよぼすのは、融解水膜の厚さよりも、蒸気凝縮による氷面近傍の空気分圧の上昇の効果が大きいことを明らかにした青木らの研究<sup>1)</sup>、自然

註 本論文は第16回日本伝熱シンポジウム(1979—5月30日広島)の学術講演会に発表したものに若干加筆したものである。

空気による水平風洞内強制対流中で水平氷円柱を融解し、従来不明であった形状変化、半径方向局所ヌッセルト数とレイノルズ数の関係を ( $Re\ 1,500 \sim 10,000$ ) 実験的に検討した筆者の研究<sup>5)</sup>などがある。しかし、多くの研究は蒸気を対象としたり、垂直平面のみであったりなどして工学的にも多く見られる水平氷円柱、自然空気による融解にかかわるこれらの研究例はほとんど見当たらない。また上記の例にしても、自然対流の範囲とか、レイノルズ数の範囲が狭いなどで、広い範囲に応用する場合に不便である。また強制対流中における融解伝熱におよぼす湿度の影響など未解決である。

このようにして、氷の融解機構を工業用低熱源として有効利用する熱設計に支障をきたしているのが現状である。そこで、これらの基礎的研究を目的として、本報は湿り空気をノズルから噴射して、水平氷円柱を融解し、その初期の形状変化、伝熱特性などを実験的に検討した。その結果レイノルズ数  $3,000 \sim 120,000$  の範囲において、充分実用に寄与するまでにデータが整理されたので、ここに報告する。

## 2 実験装置

実験装置は Fig. 1 に示す通りである。最大風量  $5200\text{Nm}^3/\text{hr}$   $5\text{kw}$  渦巻送風機①から送られた自然空気を、ベニヤ板製風洞③ ( $0.25\text{m} \times 1.3\text{長さ} \times 1\text{m}$  高さ) に接続し、2段絞りノズル④で噴射する。ノズル口径は  $20 \times 20\text{cm}$  で、二次曲面を有する。氷円柱試料⑤はノズル前方  $5\text{cm}$  の位置に長さ  $12\text{cm}$  に切断して取付けた。経過時間毎の氷円柱の形状変化の写真測定は自動カメラにより、氷円柱軸方向から撮影した。風速調整は、送風機①の出口に多孔板を取り付け主調整し、風洞入口上方に開閉自在の孔を作り、これによって微調整した。風速分布の測定は氷円柱試料中心部に位置する断面十字方向の縦横で、 $8\text{m/sec}$  以上についてはピトー管、

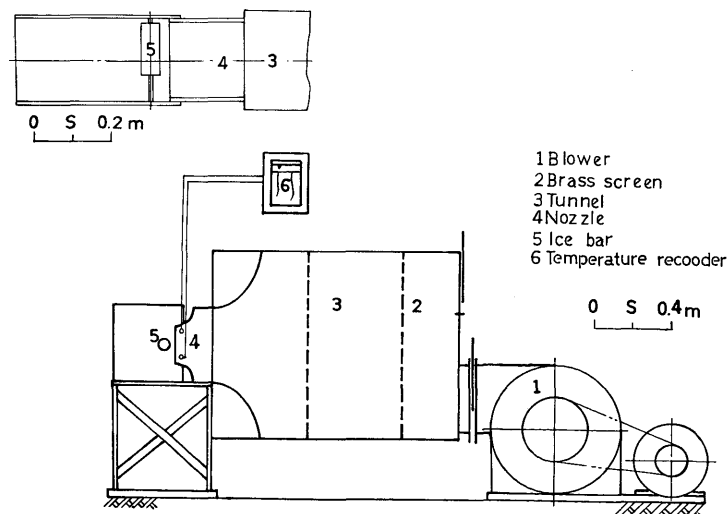


Fig. 1 Experimental apparatus

20m/sec 以下については熱線風速計によった。その結果は Fig. 2 に示す通りである。中心風速の1%以内の誤差の範囲は、中心から75mmにまたがり巾150mmの明確なピストン流であった。乱流率は1~3%である。

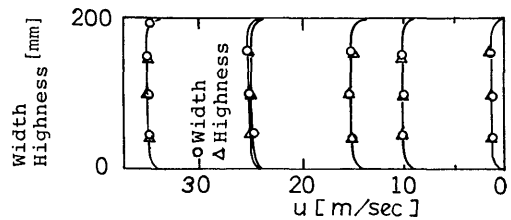


Fig. 2 Air velocity distribution ahead a nozzle

## 2.1 温度・湿度測定

検定用水銀温度計2本をノズル前方に取付け、1本は乾球温度、他の1本にはガーゼを1衣巻き付け、水を含ませ湿球温度とした。この温度変動を監視するために、直径0.3mmの銅、コンスタンタン熱電対2本を、Fig. 1のノズル④の上下に取付け上側には、直径0.5mmの木綿糸を1衣巻き付け、上方より注射器で水を補給しながら、湿球温度変動を、また下側の熱電対では乾球温度の変動をそれぞれ監視した。湿球温度は、実験中3度程出来るだけ精密に測定するよう努力した。

## 2.2 実験範囲

湿り空気の実験範囲は絶対湿度線図、乾量基準により Fig. 3 に示した。相対湿度30%以上85%以下の自然空気、実験データは主に Fig. 3 の①③の領域である。

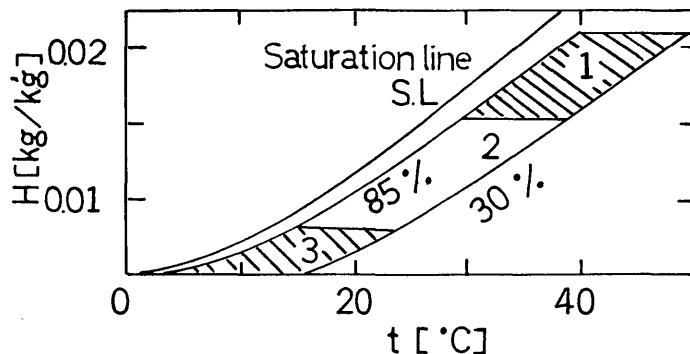


Fig. 3 Experimental range of air humidity

風速範囲は温度により若干差があるが、概略1~36m/sec、空気温度範囲は10~43°C、湿度0.004~0.022kg/kg、レイノルズ数  $Re$  3,000~120,000、で完全に強制対流領域である。また乱流領域でもある。氷円柱試料直径4~5.2cm、融解部はノズル噴射である。

## 3 氷面が湿り空気の中で融解するときの物質と熱の同時移動機構および融解表面伝熱係数の定義式

氷面が湿り空気中で融解する機構は複雑な様相を呈する。この場合の熱と物質移動の機構を理論的に考察することが重要である。

Fig. 4 は、氷面と湿り空気の接触面の諸量の状態変化を半径が大きい場合について水平軸

方向を基準にして示し、Fig. 5 は湿り空気が融解水膜と接触するまでの温度湿度の状態変化を示したものである。

Fig. 4 から明らかなごとく、水面と湿り空気接触面の諸量の状態変化の特性は、I～IVの領域に明確に分けられる。I領域は湿り空気の状態で水面に近づく程温度が下る、空気冷却部であり、II領域は水蒸気の凝縮、水滴濃度の増加、空気分圧の上昇、蒸気分圧の低下する領域であり、III領域は水膜流下および氷面融解の領域であり、IV領域は氷内部の加熱領域である。

本研究ではIII～IV領域の氷の融解が重要な因子である。接触面の氷の移動量  $dR/d\theta$  は写真測定から求められる。測定結果からこの面の熱移動量は次式で表わされる。

$$q = -L\gamma(dR/d\theta) \quad (1)$$

IV領域の氷の加熱は  $t_{melt} = t_{ice}$  で本研究では省略する。氷は初期温度0、加熱0である。

II領域は凝縮熱と融解熱の交換場になり理論的解明の困難な所でもある。そこで熱貫流率の理論を導入することにより、I～IV領域の総括の融解表面伝熱係数(=熱貫流率)  $h_{melt}$  は、温度差  $\Delta t = t_{air} - t_{melt}$  とすると次式によって定義される。

$$q = h_{melt} \Delta t \quad (2)$$

総括融解表面伝熱係数  $h_{melt}$  は、水膜の厚さ  $\delta_{film}$ 、水の熱伝導率  $\kappa_{film}$ 、空気水膜間の表面伝熱係数  $h_{I-III}$  及び蒸気の凝縮潜熱  $r$ 、凝縮量  $w$  とすると理論的に次式で表わされる。

$$\frac{1}{h_{melt}} = \frac{\delta_{film}}{\kappa_{film}} + \frac{1}{h_{I-III}} + \frac{1}{r \cdot w / (t_{air} - t_{sf})} \quad (3)$$

領域II内において  $h_{melt}$  に大きな影響を及ぼす因子としては蒸気の凝縮量が大きい場合と空気分圧がこの領域で急激に変化する場合および水膜空気間の表面伝熱係数の変化である。

今理論式Eq.(3)から  $h_{melt}$  を実験的に検証することは、次の理由から困難である。Eq. (3) の右辺第3項の  $w$  の測定は氷面の融解水膜と混合状態で不可能に近い。又空気の湿度変化から取らえるには、実験風速 1～36m/sec では、氷柱直径 50mm と空気接触時間 (1.4～50)/1000秒と瞬間的である。そのため、接触前後の空気の湿度変化量の測定は予備実験の結果不可能に近く、湿度変化量から凝縮水量の測定も不可能である。

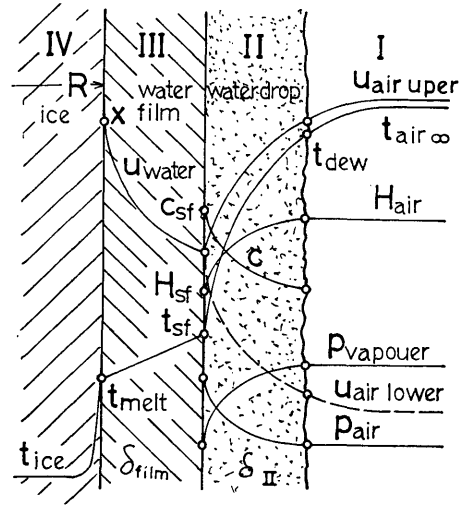


Fig. 4 Fusing mechanism of contact face between ice phase and moist air

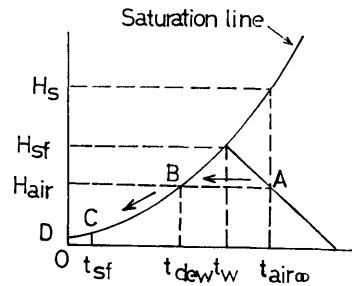


Fig. 5 Experimental conditions of moist air

#### 4 氷円柱の融解形状変化と風速

氷円柱の融解形状は風速の影響を受けて、Fig. 6 に示すごとく 4 形式に分類される。風速 0 m/sec 近くでは、自然対流が支配的で、空気は氷面に冷却され、下側に流れるために (Fig. 6.a) のごとくハート形となる。風速 1～5 m/sec になると水膜の流動に作用する空気剪断力も弱く下側に流れた水滴もほとんど振動することなく、前方は早く、後方が遅く融解する横ハート形となる (Fig. 6.b)。風速 8～15 m/sec になると水膜が 0～90° 側では逆流し上側に押し上げられ 90～180° の方に流され一部飛散もする。下側に流れた水滴も 240° 附近に押され振動する特異な融解形状を示す (Fig. 6.c)。風速 27～36 m/sec では、水膜の流下よりも、水膜剥離飛散の状態で、空気流れは、氷円柱の後方淀点に激しく流れ込み、その融解速度は前後共ほぼ同じか、または、前方より 20% 遅い顕著な特性が観察された (Fig. 6.d)。

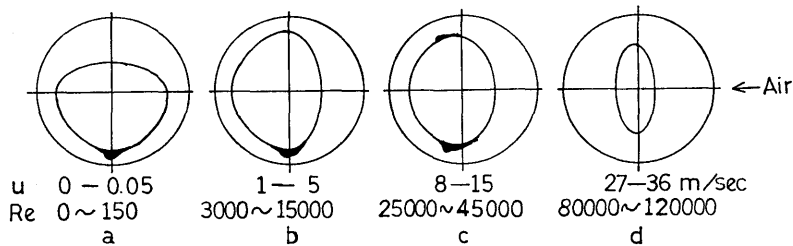


Fig. 6 For classification of form variation effectiveness air velocity

#### 5 ヌッセルト数 $Nu$ とレイノルズ数 $Re$

レイノルズ数  $Re$  を決定する場合、水平氷円柱が融解しているとき、代表長さに何を与えるか問題になる。それには氷円柱の直径とノズルの相当直径と、氷円柱の角度 0 から測った円周方向の距離の 3 種の場合が考えられる。しかし対象が円柱であるからノズルの相当直径は妥当でないと考えられる。融解して氷円柱直径が変化するが、氷円柱の融解速度は比較的遅く、凝定常 (準定常) と考えることが出来れば、初期の伝熱として取扱うとき、初期直径を代表長さにとることが可能である。実験の結果、氷円柱の融解と経過時間の関係を、中心における角度パラメータとして調べて見ると、各角度において、初期の直径の変化による融解速度の変化は微小であることが確かめられた。そこで本報では氷円柱の初期の直径を代表長さにとった。

ヌッセルト数を決定する場合、局所と平均がある。局所については、氷円柱円周方向 12 等分しその各々の半径方向の氷の融解速度から局所ヌッセルト数を求め、12 個所の算術平均から平均ヌッセルト数を決定した。他に局所ヌッセルト数と角度の関係を図示し、面積平均値を用いる方法があるが、計算の結果、2～3% の誤差で一致するので、簡便な算術平均を採用した。

このようにして、融解表面伝熱係数  $h_{melt}$  の実験から、平均ヌッセルト数、局所ヌッセルト数、最大値、最小値、及び、氷円柱前後のヌッセルト数を求め、レイノルズ数 (3,000～120,000 の範囲) との関係を調べた。

##### 5.1 局所ヌッセルト数

氷円柱円周方向の局所ヌッセルト数の実測結果をレイノルズ数パラメータとして Fig. 7 に

示した。これと、Fig. 6 を合わせて考察するとレイノルズ数  $Re$  が 6,700 と小さい場合、最大ヌッセルト数すなわち前面と、 $180^\circ$  の局所ヌッセルト数との比、 $m = Nu_0/Nu_{180}$  の値は 3~5 と大きい、レイノルズ数  $Re$  が 47,200 では  $m$  の値が 1.5~2.5 となる。この場合は、Fig. 6 に示すごとく水膜が上面に押し上げられ  $90 \sim 180^\circ$  の方向に流れる影響を受け、この水膜が抵抗になって、融解表面伝熱係数および局所ヌッセルト数は、Fig. 7 に示すごとく、特異な特性を示し、 $90 \sim 180^\circ$  で上面に最小値を示す結果が観察された。レイノルズ数  $Re$  は 118,000 と大きくなると  $m$  の値は 1~1.2 となり、氷円柱の前後の融解速度はほぼ同じか、後方が若干遅い結果が観察された。またこの場合のヌッセルト数の最小値は  $90^\circ$  と  $270^\circ$  に存在し、低レイノルズの局所ヌッセルト数の特性とは対称的に異っている。

局所ヌッセルト数の前述の特異性は、物質移動を伴わない円管外表面伝熱特性<sup>3),4)</sup>と比較すると、相当に異っている。その主な原因は、融解水膜の流動・飛散、振動の影響が大きく、また空気と水膜の剪断力の影響を受けそれらの挙動の特異性によるためと考察される。

レイノルズ数 11,8000 について、湿度の影響を調べるために  $H = 0.005$  と  $0.018 \text{ kg/kg'}$  を Fig. 7 に示した。これによると局所ヌッセルト数の形状による影響は少ないが、湿度が小さいと、局所ヌッセルト数も小さい値で求まることが観察される。これは空気中の蒸気が凝縮する時に、凝縮熱を放出するので蒸気すなわち湿度の高い空気の方がより凝縮量が多いことが一つの原因と考えられる。

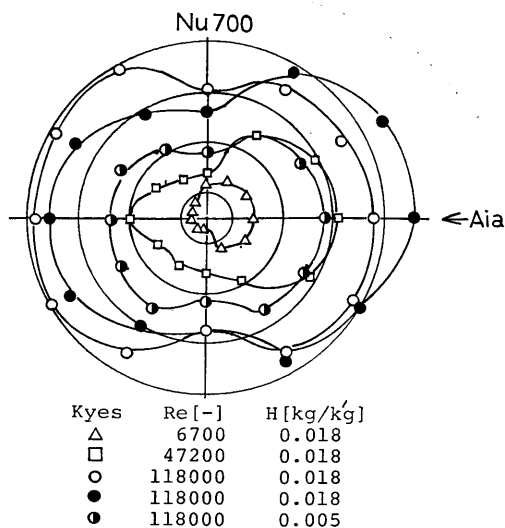


Fig. 7 Relationship between local Nu and Re

## 5.2 局所ヌッセルト数最大値 $Nu_0$ 、後方局所ヌッセルト数 $Nu_{180}$ 、および最小局所ヌッセルト数 $Nu_{min}$ と $Re$

Fig. 8 は、Fig. 7 を基にして、局所ヌッセルト数の最大値  $Nu_0$ 、後方局所ヌッセルト数  $Nu_{180}$  (ほぼ最小値) および局所ヌッセルト数の最小値と、レイノルズ数  $Re$  3,000~120,000 の範囲の関係を、空気湿度  $0.0165 \sim 0.0185 \text{ kg/kg'}$  の範囲で整理して表したものである。これに筆者の参考値、 $Re$  3,000 以下の値を追記した。

前方淀点の局所ヌッセルト数とレイノルズ数の関係を最小二乗法により整理すると

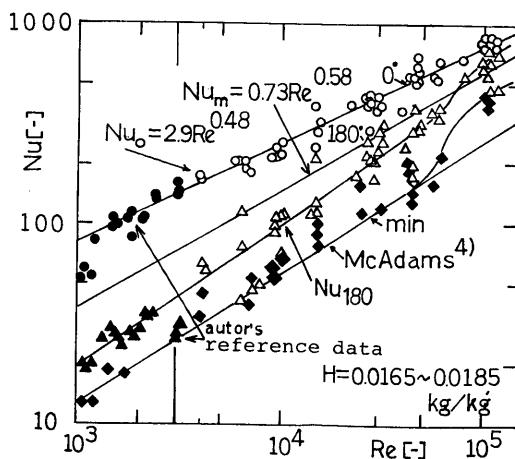


Fig. 8 Relationship between  $Nu_0$ ,  $Nu_{180}$ ,  $Nu_{min}$  and  $Re$

次の実験式が求められた。

$$Nu_0 = 2.9 Re^{0.48} \quad (4)$$

この式の精度は実験値に対し±10%以内である。

局所ヌッセルト数の最小値,  $Nu_{180}$  又は  $Nu_{min}$  については, Fig. 8 から明らかなごとく,  $Re$  が 3,000~50,000 の範囲では, McAdams の整理式<sup>4)</sup> の物質移動のない円管外の平均のヌッセルト数に良く一致する傾向が観察される。Fig. 8 で特に重要なことは, レイノルズ数  $Re > 45,000$  になると  $m = Nu_0/Nu_{180}$  の値が急激に減少し, そしてレイノルズ数  $Re$  が 120,000 付近から  $m = 1.0 \sim 1.2$  となり, 局所ヌッセルト数最小値  $Nu_{min}$ , 後方淀点値  $Nu_{180}$  のいずれも急激に増加し, 局所ヌッセルト数最大値  $Nu_0$  に  $Nu_{180}$  が近づく顕著な傾向が観察されたことである。この原因は, Fig. 6 から観察されるごとく, レイノルズ数  $Re$  が 45,000 以上になると円柱を横切る空気の流動に特異な現象が観察される, この流動の変化が局所の融解現象に影響を与えるためであると考えられる。

### 5.3 平均ヌッセルト数 $Nu_m$ とレイノルズ数 $Re$ の関係

氷円柱融解における半径方向の局所ヌッセルト数と円周方向の角度  $\phi$  の関係を求めた Fig. 7 を基にして, 円周方向の平均ヌッセルト数  $Nu_m$  とレイノルズ数  $Re$  の関係を求めて整理したのが Fig. 9 である。湿度範囲は  $0.0165 \sim 0.0185 \text{ kg/kg'}$  で平均 0.018 の範囲を○印で表示し, この範囲のレイノルズ数 3,000~120,000 の実験値を最小二乗法の手法で整理すると次式が求められた。

$$Nu_m = 0.73 Re^{0.58} \quad (5)$$

Eq. (5) と実験値の誤差の平均値±6%以内である。

湿度範囲を  $0.005 \text{ kg/kg'}$  に付いてデータを整理すると次式が求められた。

$$Nu_m = 0.83 Re^{0.52} \quad (6)$$

この精度は実験値に対し±5%以下である。

参考のために  $Re$  500~120,000 の水平氷円柱の融解実験の全データ, 湿度  $0.0045 \sim 0.022$

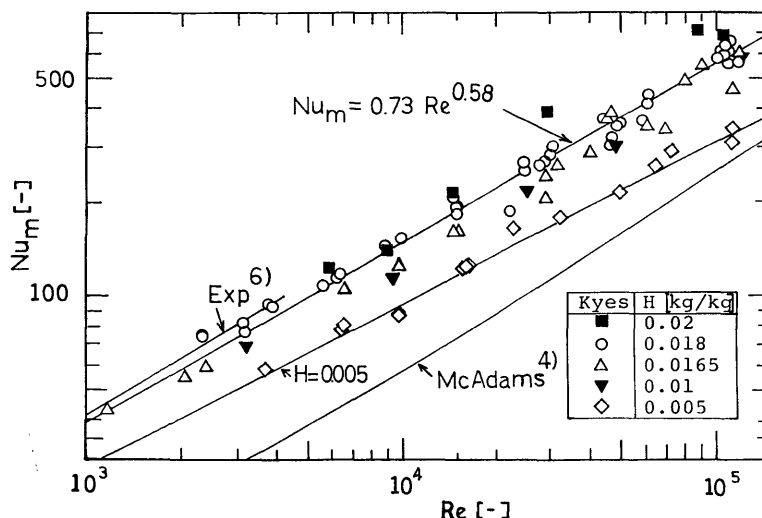


Fig. 9 Relationship between mean  $Nu_m$  and  $Re$

$kg/kg'$  を最小二乗法により整理すると次式が求められた。

$$Nu_m = 0.55Re^{0.6} \quad (7)$$

Eq. (7) は実験値に対し最大誤差±45%以内であり、低風速領域においては、Eq. (5) より20%程度良い精度で求まるが、全体的には、Eq. (5) が良い精度を示す。特に  $Re\ 1,000 \sim 3,000$  附近は一般にいわれる遷移領域で自然対流または層流と乱流域の遷移点であり、あくまでも Eq. (7) は概略値の推算式である。

Eq. (5) と比較評価すべき融解伝熱係数に関する他の文献は見当たらないが、同じ物質移動機構をもつ霜相成長伝熱を取扱った山川・大谷・前田・青木の実験値<sup>6)</sup> は+5%で Eq. (5) と良い一致を見た。また湿り空気と管群の凝縮を取扱った藤井・長田らの実験式 Eq. (8)<sup>2)</sup> は-50%

$$Nu_m = 0.3Re^{0.6} \quad (8)$$

と低い値を示した。

#### 5.4 平均ヌッセルト数 $Nu_m$ と湿度 $H$ の関係

平均ヌッセルト数と空気の絶対湿度の関係を、流速パラメータとして表示したのが Fig. 10

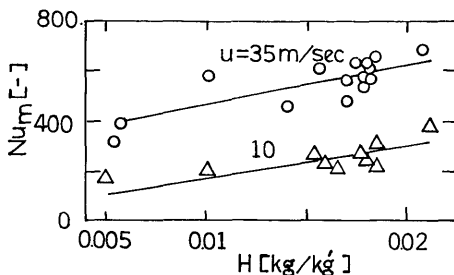


Fig. 10 Relationship between  $Nu_m$  and  $H$

である。これによると平均ヌッセルト数  $Nu_m$  は絶対湿度の影響を受けて、絶対湿度  $H$  の増加と共に増加する傾向が観察される。

$$Hu_{mH} = Nu_{m0} + K_H \cdot H \quad (9)$$

Fig. 10 から概略  $Nu_{mH}$  は Eq. (9) で表示されることが推察され、実験値を入れて  $K_H$  の値を求めると概略  $K_H = (10 \sim 20) \cdot 10^3$  の範囲で求められた。

絶対湿度  $H_2\ 0.018$  における  $Nu_m$  を求めると Eq. (9) は次式となる。

$$Nu_{mH} = Nu_{m0.018} + K_H(H - 0.018) \quad (10)$$

この式に実験値を入れると風速 35m/sec では  $K_H = 16.7 \times 10^3$ 、風速 10m/sec では  $K_H = 13.3 \times 10^3$  であった。

## 結 論

湿り空気をノズルから噴射して強制対流による水平氷円柱の融解実験を行ない次のことが明らかにされた。

1. 氷円柱の融解形状変化は風速の影響を受け4形式に分類される。
2. 局所ヌッセルト数に及ぼすレイノルズ数の影響は大きく、水膜の挙動により顕著な特性を示すことが Fig. 7 および実験観察から明らかにされた。
3. 局所ヌッセルト数の最大値  $Nu_0$  は実験式

$$Nu_0 = 2.9Re^{0.48}$$

で表わされる。また、最小値  $Nu_{min}$  は、レイノルズ数 3,000～50,000 の範囲において、McAdams の整理した物質移動の無い場合の水平円管表面伝熱の平均値に良い一致を見ることが明らかにされた。

4. 融解における平均ヌッセルト数  $Nu_m$  は湿度  $0.018kg/kg'$  において次の実験式



$$Nu_m = 0.73 Re^{0.58}$$

で表わされ、その精度は実験値と±6%以内で良い一致を見た。

5. 平均ヌッセルト数  $Nu_m$  におよぼす湿度の影響は、湿度が増加すると  $Nu_m$  も増加する傾向が観察され、湿度修正の実験式は概略次の式で表わされ

$$Nu_{mH} = Nu_{m0} + K_H H$$

この場合の湿度修正係数  $K_H$  の値は、概略  $(1 \sim 2) \times 10^4$  の範囲に存在することが明らかにされた。

謝 辞 本研究は下記の諸氏の協力による所大である記して感謝の意を表わす。

藤岡 貴君・越道久美君・藤木 卓君・水田芳美嬢・東直助君の当時学生、高橋一郎君現4年生の諸氏である。

### Nomenclature

A = constant	[—]
C = concentration of waterdrop	[kgH <sub>2</sub> O/kg dry air] = [kg/kg']
c = spesific heat	[kcal/kg°C]
H = humidity	[kgH <sub>2</sub> O/kg dry air] = [kg/kg']
h = heat transfer coefficient	[kcal/m <sup>2</sup> hr°C]
K <sub>H</sub> = modified factor of humidity	[kg'/kg]
L = latent heat of ice	[kcal/kg]
m = Nu <sub>0</sub> /Nu <sub>180</sub> , ratio of Nusselt's number	[—]
n = constant	[—]
p = partial pressure	[Kg/m <sup>2</sup> ]
q = heat flux	[kcal/m <sup>2</sup> hr]
R = radius of ice cylinder	[m]
r = latent heat of vapour	[kcal/kg]
t = temperature	[°C]
u = air velocity	[m/sec]
w = velocity of moist air condensation	[kg/hrm <sup>2</sup> ]
x = distance	[m]
γ = specifice weight	[kg/m <sup>3</sup> ]
Δ = temperature difference	[°C]
κ = conductivity	[kcal/m hr °C]
δ = thickness of film	[m]
Suffix	
0 = angle 0 deg	
180 = angle 180 deg	
a = air	
dew = dewpoint	
film = film	
i = initial	
ice = ice	
H = humidity	

m = mean

min=minimum

m<sub>H</sub>= mean of constant humidity

melt=melting

vapour=vapour

w = wet

∞ = a distant place

#### Litreature cited

- 1) Aoki, S., H. Inoue and Y. Mochizuki: Trans. JSME, 45, 361 (1977)
- 2) Fujii, H., T. Osada and K. Shinzato: "Reito", Japanese Association of Refrigeration, 52, 602, 1059 (1977)
- 3) JSME: "Dennetsu Shriyo", JSME, Japan, 3rd, p35 (1975)
- 4) McAdamus, W. H.: "Heat Transmision". McGraw Hill Co., New York, 3rd, p259 (1954)
- 5) Nozawa, K. : Kagaku Kōgaku Ronbunshu, 4, 325 (1978)
- 6) Yamakawa, N., S. Ohtani, S. Maeda and H. Aoki: The 11th Japanese Heat Transfer Symp., 317 (1974)